

## Method for controlling of the yaw-behavior of vehicles

**Publication number:** DE19812238 (A1)

**Publication date:** 1999-09-23

**Inventor(s):** SUISSA AVSHALOM [DE]; BOETTIGER FRIEDRICH [DE]

**Applicant(s):** DAIMLER CHRYSLER AG [DE]

**Classification:**

- international: *B62D6/00; B60T8/1755; B60T8/1761; B60T8/24; B60T8/58; B62D101/00; B62D113/00; B62D119/00; B62D6/00; B60T8/17; B60T8/24; B60T8/58; (IPC1-7): B62D6/00; B60K28/16; B60T8/60; B62D6/04; B62D37/00; B62D101/00; B62D103/00; B62D111/00; B62D113/00*

**- European:** B60T8/1755


**Application number:** DE19981012238 19980320

**Priority number(s):** DE19981012238 19980320

**Also published as:**

 EP0943515 (A1)


EP0943515 (B1)

 US6648426 (B1)

 JP11334638 (A)

 ES2210873 (T3)

**Cited documents:**

 DE4226746 (C1)

 DE4123232 (C2)

 DE4446897 (A1)

DE4405379 (A1)

 DE4030704 (A1)

more >>

Abstract not available for DE 19812238 (A1)

Abstract of corresponding document: **EP 0943515 (A1)**

The method involves using the driver-defined steering angle and a measured value for the vehicle speed to derive a yaw rate demand value. An actual yaw rate value is determined and a control error derived from the difference between the derived demand yaw rate and measured actual yaw rate is fed to a steering controller and a brake controller operating independently of the steering controller. The steering controller derives a demand value for the steering wheel angle. The brake controller derives a demand value for the change in braking pressure of braked wheels, a braking pressure demand value is derived using the braking pressure change demand value.

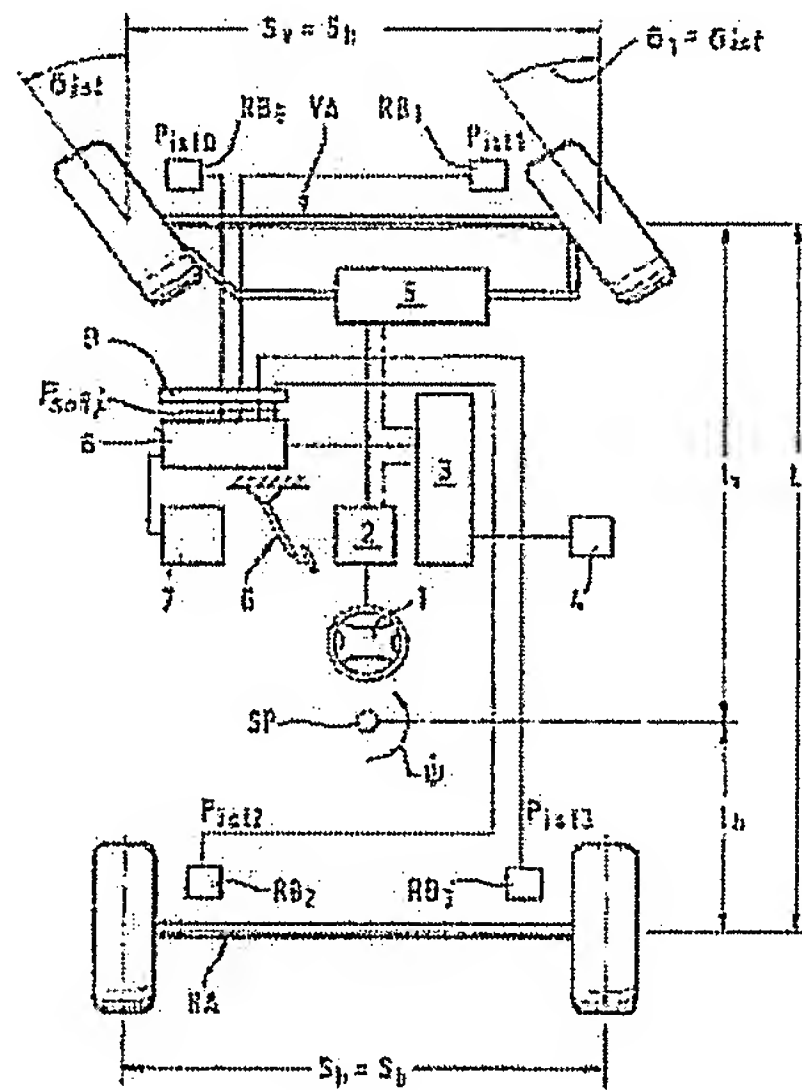


Fig. 1

Data supplied from the **esp@cenet** database — Worldwide



①⑨ BUNDESREPUBLIK  
DEUTSCHLAND



DEUTSCHES  
PATENT- UND  
MARKENAMT

①⑫ **Offenlegungsschrift**  
①⑩ **DE 198 12 238 A 1**

②① Aktenzeichen: 198 12 238.1  
②② Anmeldetag: 20. 3. 98  
④③ Offenlegungstag: 23. 9. 99

⑤① Int. Cl.<sup>6</sup>:  
**B 62 D 6/00**  
B 62 D 37/00  
B 60 K 28/16  
B 60 T 8/60  
B 62 D 6/04  
// B62D 101:00,  
113:00,111:00,103:00

DE 198 12 238 A 1

⑦① Anmelder:  
DaimlerChrysler AG, 70567 Stuttgart, DE

⑦② Erfinder:  
Suissa, Avshalom, Dipl.-Ing., 71272 Renningen, DE;  
Böttiger, Friedrich, Dipl.-Ing., 73733 Esslingen, DE

⑤⑥ Entgegenhaltungen:

DE	42 26 746 C1
DE	41 23 232 C2
DE	44 46 897 A1
DE	44 05 379 A1
DE	40 30 704 A1
DE	40 10 332 A1
DE	38 26 982 A1
GB	22 18 389 A

VAN ZANTEN, Anton u.a.: FDR - Die Fahrdynamik-  
regelung von Bosch. In: Automobiltechnische Zeit-  
schrift, 1994, Jg. 96, Heft 11, S. 674-689;

Die folgenden Angaben sind den vom Anmelder eingereichten Unterlagen entnommen

Prüfungsantrag gem. § 44 PatG ist gestellt

⑤④ Verfahren zur Regelung des Gierverhaltens von Fahrzeugen

⑤⑦ Aufgabe der Erfindung ist es, in kritischen Fahrsituatio-  
nen das Fahrzeug soweit wie möglich beherrschbar zu  
machen.

Zur Regelung des Gierverhaltens des Fahrzeugs wird aus  
dem vom Fahrer vorgegebenen Lenkwinkel und einer er-  
mittelten Fahrzeuggeschwindigkeit ein Sollwert für die  
Giergeschwindigkeit des Fahrzeugs ermittelt. Ein Istwert  
der Giergeschwindigkeit wird ebenfalls ermittelt. Aus der  
Differenz zwischen Istwert und Sollwert der Gierge-  
schwindigkeit wird dann die Regelabweichung abgeleitet.  
Diese Regelabweichung wird dann zwei unabhängig von-  
einander arbeitenden Reglern zugeführt. In dem einen  
Regler, dem Lenkregler, wird ein Sollwert für den Rad-  
lenkwinkel gelenkter Räder ermittelt, während im ande-  
ren Regler, dem Bremsregler, ein Sollwert für die Ände-  
rung des Bremsdrucks gebremster Räder ermittelt wird.  
Unter Berücksichtigung dieses Wertes wird dann ein Soll-  
bremsdruck ermittelt. Über Bremsdruckstellglieder wird  
in den Radbremszylindern der zugehörige Sollbrems-  
druck und über Lenkstellglieder an den gelenkten Rädern  
der zugehörige Radlenkwinkel erzeugt.

DE 198 12 238 A 1

Die Erfindung betrifft ein Verfahren zur Regelung des Gierverhaltens von Fahrzeugen nach dem Oberbegriff von Anspruch 1, wie es beispielsweise aus dem Artikel "FDR – Die Fahrdynamikregelung von Bosch" in ATZ Automobiltechnische Zeitschrift 95 (1994) 11, S. 674 ff. beschrieben ist.

Gemäß diesem Artikel wird in einem Fahrdynamikregler aus der Fahrzeuggeschwindigkeit und dem Lenkwinkel ein Sollwert für die Giergeschwindigkeit des Fahrzeugs ermittelt. Dazu wird ein Einspurmodell des Fahrzeugs verwendet. Ferner wird durch einen Sensor ein Istwert für die Giergeschwindigkeit ermittelt. Die Differenz zwischen Istwert und Sollwert für die Giergeschwindigkeit wird ermittelt und daraus die Regelabweichung abgeleitet. Hieraus wird ein Eingriff in die Radbremsen abgeleitet, der das Fahrzeug stabilisiert.

Ferner ist es aus der DE 42 26 746 C1 bekannt, in Abhängigkeit des Gierverhaltens das Fahrverhalten eines Fahrzeugs durch Eingriff in die Lenkung zu beeinflussen.

Aufgabe der Verfahren gemäß dem Stand der Technik ist es, die Stabilität des Fahrzeugs in kritischen Fahrsituationen durch einen Eingriff in die Lenkung bzw. durch einen Bremseneingriff zu verbessern.

Der alleinige Eingriff in die Lenkung oder die Bremse ermöglicht aber noch nicht eine optimale Ausnutzung der möglichen, auf die Fahrbahn übertragbaren Kräfte und somit auch nicht eine optimale Stabilisierung des Fahrzeugs in kritischen Fahrsituationen.

Aufgabe der Erfindung ist es, in kritischen Fahrsituationen das Fahrzeug soweit wie möglich beherrschbar zu machen und gleichzeitig den Bereich beherrschbarer kritischer Fahrsituationen soweit möglich auszudehnen.

Diese Aufgabe wird bei einem gattungsgemäßen Verfahren erfindungsgemäß mit den kennzeichnenden Merkmalen des Anspruchs 1 gelöst, wobei die Merkmale der Unteransprüche vorteilhafte Aus- und Weiterbildungen kennzeichnen.

Zur Regelung des Gierverhaltens des Fahrzeugs wird aus dem vom Fahrer vorgegebenen Lenkwinkel und einer ermittelten Fahrzeuggeschwindigkeit ein Sollwert für die Giergeschwindigkeit des Fahrzeugs ermittelt. Ein Istwert der Giergeschwindigkeit wird ebenfalls ermittelt. Aus der Differenz zwischen Istwert und Sollwert der Giergeschwindigkeit wird dann die Regelabweichung abgeleitet. Diese Regelabweichung wird dann zwei unabhängig voneinander arbeitenden Reglern zugeführt. In dem einen Regler, dem Lenkregler, wird ein Sollwert für den Radlenkwinkel gelenkter Räder ermittelt während im anderen Regler, dem Bremsregler, ein Sollwert für die Änderung des Bremsdrucks gebremster Räder ermittelt wird. Unter Berücksichtigung dieses Wertes wird dann ein Sollbremsdruck ermittelt. Über Bremsdruckstellglieder wird in den Radbremszylindern der zugehörige Sollbremsdruck und über Lenkstellglieder an den gelenkten Rädern der zugehörige Radlenkwinkel erzeugt.

Vorteilhaft an der Erfindung ist also, daß durch die Unabhängigkeit der beiden Regler Redundanz durch Diversität geschaffen wird. Beim Ausfall eines der beiden Regler steht immer noch der andere zur Regelung des Gierverhaltens des Fahrzeugs zur Verfügung. Dabei ist keine Fehlererkennung notwendig, die auftretenden Fehler werden, so weit physikalisch möglich, selbständig kompensiert. Insbesondere kann dadurch über die Bremse weiterhin "gelenkt" werden, wenn der Regler der Lenkung ausfällt.

Ein weiterer Vorteil der Erfindung ist darin zu sehen, daß die Lenkbarkeit des Fahrzeugs auf einen größeren Bereich von Fahrzuständen erweitert wird. Ebenso vorteilhaft ist es, daß durch die Erfindung die Regelgüte des Lenkverhaltens verbessert wird. Die Anpassung des Istverhaltens an das Sollverhalten des Fahrzeugs erfolgt schneller und mit geringeren Regelabweichungen.

Weitere zweckmäßige Ausgestaltungen der Erfindung können auch noch den Unteransprüchen entnommen werden; im übrigen ist die Erfindung an Hand eines in der Zeichnung dargestellten Ausführungsbeispiels nachfolgend noch erläutert; dabei zeigen:

**Fig. 1** eine schematische Darstellung eines Fahrzeugs mit den Stellgliedern;

**Fig. 2** das Blockschaltbild eines erfindungsgemäßen Verfahrens;

**Fig. 3** den Verlauf den Regeleingriff charakterisierender Kurven verschiedener Größen,

**Fig. 4** eine Methode zur Bestimmung der Verstärkung des Bremsdruckreglers in Abhängigkeit von vom Fahrer vorgegebenen Größen,

**Fig. 5** das Blockschaltbild eines zweiten erfindungsgemäßen Verfahrens,

**Fig. 6** das Blockschaltbild eines dritten erfindungsgemäßen Verfahrens, sowie

**Fig. 6a** die Zuordnungsfunktion zwischen Schwellenwertanpassung und Sollwert der Änderung des Bremsdrucks für einen ABS-Regler.

In der **Fig. 1** ist in schematischer Darstellung ein Fahrzeug gezeigt, das zur Durchführung der Erfindung geeignet ist. Es handelt sich um ein zweiachsiges Fahrzeug, das an seiner Vorderachse gelenkt ist und das an allen vier Rädern unabhängig voneinander steuerbare Radbremsen aufweist (das sind also vier Gruppen von gebremsten Rädern, wobei jede der Gruppen aus einem gebremsten Rad besteht; Gruppen von Rädern deren Bremsdruck gemeinsam angesteuert werden kann können beispielsweise bei Nutzfahrzeugen mit Nachlaufachsen gebildet werden, wenn die Radbremsen der Räder der gleichen Fahrzeugseite von Nachlaufachse und Hinterachse mit dem gleichen Bremsdruck versorgt werden).

Das Fahrzeug hat um den Schwerpunkt SP die Giergeschwindigkeit  $\dot{\Psi}$ . Der Abstand zwischen der gelenkten Vorderachse VA und der nicht gelenkten Hinterachse HA ist mit  $L$ , der Abstand zwischen Schwerpunkt SP und Vorderachse VA ist mit  $l_v$  und der Abstand zwischen Schwerpunkt und Hinterachse HA ist mit  $l_h$  bezeichnet. Das Fahrzeug weist eine Lenkeinrichtung 1 auf, mittels der der Fahrer einen Lenkwinkel  $\delta$  vorgeben kann. In einem Sensor 2 wird der Lenkwinkel  $\delta$  erfaßt und der Steuereinheit 3 zugeführt. Über den Sensor 4 wird der Istwert  $\dot{\Psi}_{ist}$ , der Giergeschwindigkeit erfaßt und der Steuereinheit 3 zugeführt. Diese ermittelt einen Sollwert für den Radlenkwinkel  $\delta_{soll}$ , der durch den Lenksteller 5 an den beiden gelenkten Rädern der Vorderachse VA eingestellt wird. Die von dem Fahrer an dem Bremspedal 6 aufgebraachte Bremskraft wird in einem Bremskraftverstärker und Hauptbremszylinder 7 in einen Bremsdruck  $P_{fahrer}$  gewandelt, der der Bremssteuereinrichtung 8 zugeführt wird. In der Bremssteuereinrichtung 8 kann für jeden der Radbremszylinder  $RB_0, \dots, RB_3$  unabhängig von den anderen Radbremszylindern ein Differenzdruck  $\Delta P_i$  beaufschlagt werden und so ein Sollbremsdruck  $P_{soll,0}, \dots, P_{soll,3}$ , erzeugt werden. Um unabhängig von der Bremsdruckerzeugung durch den Fah-



rer zu sein ist eine Bremsdruckerzeugungseinheit 9 vorgesehen, die es erlaubt in den Radbremszylindern  $RB_0, \dots, RB_3$  einen Bremsdruck zu erzeugen. Die Bremssteuereinrichtung 8 wird ebenfalls von der Steuereinheit 3 angesteuert, wobei in der Steuereinheit 3 die Sollwerte  $DP_i$  für die Änderung des Bremsdrucks ermittelt werden.

Als Beispiel wird für den Fall des vorstehend beschriebenen Fahrzeugs nachfolgend ein Fahrzeugmodell und die sich daraus ergebenden Regelgleichungen hergeleitet, die es erlauben das erfindungsgemäße Verfahren durchzuführen. Dabei werden die am Ende der Beschreibung in der Aufstellung "Formelzeichen" angegebenen Formelzeichen verwendet. Weist das Fahrzeug andere Voraussetzungen auf – beispielsweise können beide Achsen des Fahrzeugs gelenkt oder die Bremsdrücke nicht für alle Räder unabhängig voneinander veränderbar sein – so können in analoger Vorgehensweise die dann erforderlichen Regelgleichungen hergeleitet werden.

Wird das Fahrzeug in fahrzeugfesten Koordinaten beschrieben, so ergeben sich die folgenden Bewegungsgleichungen für die Längs- und Quergeschwindigkeiten sowie die Giergeschwindigkeit:

$$\dot{v}_x = \frac{1}{m} \left\{ -(S_0 + S_1) \sin \delta + (U_0 + U_1) \cos \delta + U_2 + U_3 \right\} + v_y \cdot \dot{\Psi} \quad (1)$$

$$\dot{v}_y = \frac{1}{m} \left\{ (S_0 + S_1) \cos \delta + (U_0 + U_1) \sin \delta + S_2 + S_3 \right\} - v_x \cdot \dot{\Psi} \quad (2)$$

$$\begin{aligned} \ddot{\Psi} = \frac{1}{I_z} \left\{ \left[ (S_0 - S_1) l_v + (U_0 + U_1) l_v \right] \sin \delta + \right. \\ \left. \left[ (S_0 + S_1) l_v - (U_0 - U_1) l_v \right] \cos \delta - \right. \\ \left. (S_2 + S_3) l_h - (U_2 - U_3) l_h \right\} \quad (3) \end{aligned}$$

Man kann diese Gleichungen dadurch linearisieren, daß man annimmt der Lenkwinkel  $\delta$  sei klein und daher gilt, daß  $\sin \delta \approx 0$  und  $\cos \delta \approx 1$ .

Werden achsweise die linken und rechten Seitenkräfte zusammengefaßt und wird die Differenz der Umfangskräfte zwischen den Rädern gleicher Fahrzeugseiten gebildet und wird ferner angenommen, die Spurweite des Fahrzeugs sei an allen Achsen gleich, so läßt sich die Differentialgleichung für die Giergeschwindigkeit  $\dot{\Psi}$  so ausdrücken:

$$\ddot{\Psi} = \frac{1}{I_z} \left( [S_v \cdot l_v - S_h \cdot l_h] + \Delta U \cdot s_b \right) \quad (4)$$

Dies ist die Differentialgleichung eines Einspurmodells des Fahrzeugs, wie es detailliert auch in A. Zomotor "Fahrwerktechnik, Fahrverhalten" in J. Reimpell (Hrsg) 1. Auflage, insbesondere Seiten 99 ff. beschrieben ist.

Zur Regelung des Fahrzeugs mittels des Radlenkwinkels wird diese Gleichung weiter durch die Annahme vereinfacht, daß die Umfangskraftdifferenz  $\Delta U$  vernachlässigt wird. Die Annahme  $\Delta U = 0$  ist dann richtig, wenn an beiden Fahrzeugseiten die gleiche Umfangskraft übertragen wird und kein Einzelbremsregler in die Strecke eingreift. Die sich daraus ergebende Gleichung wird dadurch vereinfacht, daß die Seitenkraft hinten  $S_h$  mittels der Gleichung  $S_h = m \cdot a_y - S_v$  eliminiert und der Abstand  $L$  zwischen den Achsen verwendet wird. Man erhält schließlich den Ausdruck

$$\ddot{\Psi} = \frac{1}{I_z} (S_v \cdot L - l_h m a_y) \quad (5)$$

für die Differentialgleichung der Giergeschwindigkeit. Für die Gierbeschleunigung soll aber nun gelten, daß

$$\ddot{\Psi} = \ddot{\Psi}_{soll} - \lambda e, \quad (6)$$

wenn man mit  $e$  die Regelabweichung  $e = \Psi - \Psi_{soll}$  bezeichnet. Aus den letzten beiden Ausdrücken für die Gierwinkelbeschleunigung läßt sich die vom Lenkwinkel abhängige mathematische Stellgröße  $S_{v,soll}$  isolieren. Man erhält

$$S_{v,soll} = \frac{l_h m a_y}{L} + \frac{I_z}{L} (\ddot{\Psi}_{soll} - \lambda e) \quad (7)$$

Die mathematische Stellgröße Seitenkraft  $S_{v,soll}$  muß nun noch in die physikalische Stellgröße Radlenkwinkel  $\delta_{soll}$  umgerechnet werden. Dazu nimmt man an, daß sich die Seitenkraft vorne  $S_v$  im linearen Bereich ihrer Abhängigkeit vom Schräglaufwinkel vorne  $\alpha_v$  befindet und der Einfluß des Längsschlupfes  $l_v$  vernachlässigt werden kann. Mit diesen Annahmen kann  $S_v$  näherungsweise über einen proportionalen Zusammenhang in  $\alpha_v$  umgerechnet werden:

$$\alpha_{v,soll} = \frac{S_{v,soll}}{c_s} \quad (6)$$

5

Der Radlenkwinkel  $\delta_{soll}$  berechnet sich aus der Gleichung

$$\alpha_v = \delta_{soll} + \beta - \frac{\dot{\Psi} \cdot l_h}{v_x} \quad (7)$$

10

Diese Gleichung muß nur noch nach dem Radlenkwinkel  $\delta_{soll}$  aufgelöst werden. Der Schwimmwinkel  $b$  muß geschätzt werden, ein geeignetes Verfahren zur Schätzung des Schwimmwinkels ist beispielsweise aus der DE 43 34 423 C2 bekannt. Weitere Korrekturterme können eingefügt werden, um dem Einfluß des Einlaufverhaltens der Radkräfte, die Einflüsse von Lenkung und Aktuatoren sowie die Einflüsse der Fehler und Störungen zu berücksichtigen. Man erhält somit den Ausdruck:

$$\delta_{soll} = \alpha_{v,soll} + \frac{l_v \dot{\Psi}}{v_x} - \beta + \text{Korrekturterme} \quad (8)$$

20

Die vorstehend gemachten Linearisierungen und Annahmen sind nur für kleine Schräglaufwinkel  $a_v$  gültig. Ein zu großer Schräglaufwinkel  $a_v$  ist aber auch nicht erwünscht, da er die Seitenkraft des Rades auf den Untergrund nicht mehr erhöht. Aus diesem Grund kann der Schräglaufwinkel dadurch begrenzt werden, daß zunächst der Schräglaufwinkel ermittelt wird, der sich aus dem berechneten Sollwert des Radlenkwinkels  $\delta_{soll}$  ergibt. Überschreitet dieser Wert ein Maximum  $a_{max}$ , so kann ein neuer Sollwert  $\delta_{soll}^*$  ermittelt werden, der so bestimmt ist, daß das Maximum  $a_{max}$  nicht überschritten ist. Alternativ hierzu kann auch die Abweichung  $d$  des Radlenkwinkels  $\delta_{soll}$  von dem Radlenkwinkel  $d_{soll}$  ( $m = 1$ ), der erforderlich ist, um bei einem Kraftschlußbeiwert  $m = 1$  die Sollgiergeschwindigkeit  $\dot{\Psi}_{soll}(\delta)$  zu erreichen, die sich aus dem vom Fahrer vorgegebenen Lenkwinkel  $d$  ergibt, auf einen Wert zwischen  $5^\circ$  und  $10^\circ$  begrenzt sein. Ferner kann zusätzlich die Änderungsgeschwindigkeit  $\dot{\delta}_{soll}$  des Lenkwinkels auf ein Maximum begrenzt werden. Das Maximum ist dabei durch die Eigenschaften des Lenkstellers vorgegeben. Um ruckartigen Radlenkwinkelsprüngen vorzubeugen werden die so erhaltenen Werte noch mit einem Tiefpaßfilter gefiltert.

Nachfolgend wird nun ein Giergeschwindigkeitsregler beschrieben, bei dem die vier unabhängig voneinander regelbaren Bremsdrücke  $P_i$ ,  $i = 0, 1, \dots, 3$  als Stellgröße benutzt werden. Ausgehend von der Gleichung (3) wird ein Mehrgrößenregler dargestellt, dessen einzige Regelgröße die Giergeschwindigkeit  $\dot{\Psi}$  ist, es ist also ein sogenannter single input multiple output (SIMO) Regler. Die am Rad von der Bremse zu erzeugenden Umfangskräfte können mit der Gleichung

$$U_i = \frac{P_i K_{Pi}}{r_{eff}} \quad (9)$$

40

in Sollbremsdrücke umgerechnet werden. Dabei ist  $K_{Pi}$  ein Verstärkungsfaktor, der umgekehrt proportional zu der Wirkfläche des Drucks auf das Rad ist,  $r_{eff}$  ist der effektive Radius des Rades. Die Seitenkräfte sind in Abhängigkeit von Schräglaufwinkel  $a_i$  und Längsschlupf  $l_i$  gekoppelt. Es wird hier nun die Annahme getroffen, daß die Seitenkräfte und damit auch die Kopplung zwischen Seitenkräften  $S$  und Umfangskräften  $U$  vernachlässigbar sind, also  $S_i = 0$  gilt. Unter dieser Annahme und unter Verwendung der Gleichung (9) ergibt sich aus der Gleichung (3) der Ausdruck

$$\ddot{\Psi} = (P_0 + P_1) \frac{l_v K_{Pv}}{r_{eff} I_z} \sin \delta + (P_0 - P_1) \frac{s_b K_{Pv}}{r_{eff} I_z} \cos \delta + (P_2 - P_3) \frac{s_b K_{Ph}}{r_{eff} I_z} \quad (10)$$

50

für die Differentialgleichung der Giergeschwindigkeit. Diese Gleichung ist nichtlinear im Lenkwinkel  $\delta$ . Aus diesem Grund wird sie um einen Arbeitspunkt  $AP$  linearisiert, es gilt

$$\ddot{\Psi} - \ddot{\Psi}_{AP} = \frac{\partial \ddot{\Psi}}{\partial \dot{\Psi}} (\dot{\Psi} - \dot{\Psi}_{AP}) + \sum_{i=0}^3 \frac{\partial \ddot{\Psi}}{\partial P_i} (P_i - P_{APi}),$$

55

woraus sich die lineare Gleichung in vektorieller Form

60

$$\Delta \ddot{\Psi} = 0 \Delta \dot{\Psi} + \left( (l_v \sin \delta_{AP} + s_b \cos \delta_{AP}) \frac{K_{Pv}}{r_{eff} I_z}, (l_v \sin \delta_{AP} - s_b \cos \delta_{AP}) \frac{K_{Pv}}{r_{eff} I_z}, \frac{s_b K_{Ph}}{r_{eff} I_z}, -\frac{s_b K_{Ph}}{r_{eff} I_z} \right) \cdot \begin{pmatrix} \Delta P_0 \\ \Delta P_1 \\ \Delta P_2 \\ \Delta P_3 \end{pmatrix}$$

65

mit

$$\begin{aligned}\Delta\ddot{\Psi} &= \ddot{\Psi} - \ddot{\Psi}_{AP} \\ \Delta\dot{\Psi} &= \dot{\Psi} - \dot{\Psi}_{AP} \\ \Delta P_i &= P_i - P_{APi}\end{aligned}$$

ergibt, die zu Mehrgrößenreglerentwürfen geeignet ist.

Mehrgrößenregler sind allgemein bekannt und es besteht eine Vielzahl möglicher Entwürfe zur Ermittlung der Regleichungen. Die den Arbeitspunkt beschreibenden Größen  $\dot{\Psi}_{AB}$ ,  $\dot{\Psi}_{AP}$  werden hierbei durch die Sollwerte  $\dot{\Psi}_{soll}$  und  $\ddot{\Psi}_{soll}$  ersetzt. Im Rahmen dieser beispielhaften Beschreibung eines Reglers wird auf einen sogenannten LQR-Entwurf (Linear-quadratischer Regler) zurückgegriffen. Hierzu wird für die lineare Regelstrecke ein quadratisches Gütekriterium der Form

$$I(\bar{x}, \bar{u}) = \int_0^{\infty} \left\{ \bar{x}^T(t) Q \bar{x}(t) + \bar{u}^T(t) R \bar{u}(t) \right\} dt$$

minimiert. Q und R sind dabei symmetrische, positiv semidefinite bzw. positiv definite Gewichtungsmatrizen. Die Aufstellung der Regelgesetze kann durch Lösung einer algebraischen Riccatigleichung erfolgen. Da hier nur die Giergeschwindigkeit  $\dot{\Psi}$  geregelt wird, ist die Riccatigleichung skalar. Führt man diese Berechnungen aus, so erhält man das Rückführungsgesetz

$$\Delta P_i = -K_{LQR}(AP) \Delta \dot{\Psi} \quad (11)$$

wobei die Verstärkung  $K_{LQR}(AP)$  vom Arbeitspunkt abhängig ist und dessen Ausdruck unter den vorstehend gemachten Voraussetzungen

$$K_{LQR} = \sqrt{\frac{q/r}{\sum_{k=0}^3 g_k}} g_i \quad (12)$$

lautet, wobei

$$\begin{aligned}g_0 &= \left( \frac{K_{P,v} l_v}{r} \right) \sin \delta - \left( \frac{K_{P,v} s_b}{r} \right) \cos \delta & g_1 &= \left( \frac{K_{P,v} l_v}{r} \right) \sin \delta + \left( \frac{K_{P,v} s_b}{r} \right) \cos \delta \\ g_2 &= -\frac{K_{P,h} s_b}{r} & g_3 &= \frac{K_{P,h} s_b}{r}\end{aligned} \quad (13)$$

und  $q/r$  eine Konstante ist. Die Konstante  $q/r$  ergibt sich dabei wie folgt: die Gewichtungsmatrix Q reduziert sich für den betrachteten Fall des SIMO-Reglers auf das Skalar q. Der Robustheitskriterien wegen wurde die Gewichtungsmatrix als diagonale Matrix gewählt. Alle diagonalen Matrixelemente erhielten die gleiche Gewichtung r, da allen Rädern die gleiche Eingriffsmöglichkeit zugewillt wird. Die Konstante  $q/r$  wird nachfolgend als Verstärkungsfaktor  $q/r$  bezeichnet.

Zur Verbesserung der dynamischen Eigenschaften wird nun noch ein D-Glied in den P-Regler eingeführt. Man erhält dann die Bremsdruckänderung

$$\Delta P_i = -K_{LQR}(AP) (\Delta \dot{\Psi} + K_D \Delta \ddot{\Psi}) \quad (14)$$

Die Freiheitsgrade in dem Reglerentwurf sind neben dem D-Anteil  $K_D$  die Werte der Gewichtungsmatrizen Q und R, also die Werte q und r. Da diese nur als Quotient in der Verstärkung  $K_{LQR}$  enthalten sind, genügt es einen der beiden Werte zu variieren und den anderen konstant zu halten. Die Schnelligkeit der Regelung der Radbremsdrücke hat dabei auch einen Einfluß auf die Lenkregelung. Die erforderlichen Lenkeingriffe werden um so geringer, je schneller über die Radbremsen geregelt wird, da beide Regelungen in sich ergänzender Weise wirken. Dabei ist jedoch zu beachten, daß in der Regel aufgrund konstruktiver Gegebenheiten eine hydraulische Bremsanlage eine größere Trägheit aufweist, als ein Lenksteller und daß in der Regel beim Lenken nur ein geringer Bremseneingriff erfolgen soll.

Desweiteren ist zu beachten, daß die Stellgröße Bremsdruck  $P_i$  noch begrenzt werden muß. Negative Werte und große positive Werte, die über den physikalisch möglichen Bremsdrücken liegen, sind nicht sinnvoll, sie werden daher auf null bzw. den maximal erreichbaren Bremsdruck gesetzt. Auch die zeitliche Druckänderung kann physikalisch nicht beliebig groß sein. Der Absolutwert der Ableitung  $\dot{P}_i$  ist also auf einen Maximalwert  $\dot{P}_{max}$  begrenzt, der sich aus den konstruktiven Gegebenheiten der Bremsanlage ergibt. Um die durch die Begrenzung unregelmäßig gewordenen Druckverläufe zu glätten kann ein Tiefpaßfilter der Begrenzung nachgeschaltet werden, bevor die Bremsdruckwerte auf die Regelstrecke gegeben werden.

Die Fig. 2 zeigt das Blockschaltbild eines erfindungsgemäßen Verfahrens. Mittels des Lenkrads **21** gibt der Fahrer den Lenkwinkel  $\delta$  vor. In dem Sollwertgeber **23** wird aufgrund des Lenkwinkels und der Fahrzeuggeschwindigkeit  $v_x$  und unter Verwendung einer geeigneten Übertragungsfunktion ein Sollwert  $\dot{\Psi}_{soll}$  für die Giergeschwindigkeit ermittelt. Aus dem Sollwert  $\dot{\Psi}_{soll}$  und dem Istwert  $\dot{\Psi}_{ist}$  wird die Regelabweichung  $\Delta \dot{\Psi}$  im Vergleich **28** ermittelt. Die Regelabweichung wird sowohl dem Lenkregler **24** als auch dem Bremsregler **25** zugeführt. Im Lenkregler **24** wird wenigstens ein



Sollwert  $d_{\text{soll}}$  für den Radlenkwinkel ermittelt. Über das Bremspedal 22 gibt der Fahrer einen Bremsdruck  $P_{\text{fahrer}}$  vor. Dieser wird mit den im Bremsregler ermittelten Sollwerten  $DP_i$  für die Änderung des Bremsdrucks verknüpft und dem ABS-Regler 26 zugeführt. Im ABS-Regler wird dann der Sollbremsdruck  $P_{\text{soll},i}$  ermittelt, der an den gebremsten Rädern erzeugt werden soll. Dabei wird der Sollbremsdruck  $P_{\text{soll}}$  noch dahingehend begrenzt, daß ein für die Räder individuell oder gruppenweise oder auch achsweise vorgegebener Schlupfswellenwert  $g_{\text{Schlupf}}$  nicht überschritten wird. Der ermittelte Sollwert für den Radlenkwinkel  $\delta_{\text{soll}}$  sowie der Sollbremsdruck  $P_{\text{soll},i}$  werden durch Steller im Fahrzeug eingeregelt. Im Fahrzeug wird der Istwert  $\dot{\Psi}_{\text{ist}}$  der Giergeschwindigkeit ermittelt und dem schon erwähnten Vergleich 28 zugeführt.

Die Fig. 3 zeigt für den Fall des Einlenkens in eine Linkskurve den Verlauf unterschiedlicher Kurven in Abhängigkeit von der Zeit  $t$ , wenn ein niedriger Kraftschlußbeiwert (z. B. Eis) vorliegt und aus diesem Grund der Sollwert der Giergeschwindigkeit durch Lenken allein nicht ist. Auf der rechten Seite ist schematisch das Fahrzeug mit den vier Rädern  $R_0, \dots, R_3$  dargestellt, wobei das schraffierte, linke Hinterrad  $R_2$  während des Regelungsvorgangs gebremst wird, wodurch die Umfangskraft  $U_2$  erzeugt wird. In der Mitte des Fahrzeugs ist der Schwerpunkt SP dargestellt. Im obersten der drei Diagramme sind drei Kurven I, II, III dargestellt. Die mit durchgezogenem Strich gezeichnete Kurve I stellt den Verlauf des Sollwerts  $\dot{\Psi}_{\text{soll}}$  der Giergeschwindigkeit dar, wie er sich aus dem vom Fahrer vorgegebenden Lenkwinkel  $\delta$  ergibt. Die Kurve II, die gestrichelt dargestellt ist, zeigt den Verlauf des Istwertes  $\dot{\Psi}_{\text{ist}}$  der Gierwinkelgeschwindigkeit, wenn man annimmt daß nur eine Regelung der Lenkung stattfindet, die jedoch aufgrund des zu geringen Kraftschlußbeiwertes nicht genügt, dem Fahrzeug das gewünschte Gierverhalten zu ermöglichen. Die Strichpunktierte Kurve III zeigt den Verlauf, wenn zusätzlich zur Regelung des Lenkwinkels auch eine Regelung des Bremsdrucks erfolgt. Im Falle einer ansonsten ungebremsten Fahrt des Fahrzeugs erfolgt der Bremseneingriff am kurveninneren Hinterrad, hier also am hinteren, linken Rad  $R_2$ . In der darunterliegenden Kurve IV ist im gleichen Zeitablauf wie bei den Kurven I bis III der Verlauf des Schräglaufwinkels  $\alpha$ , an den Rädern der Vorderachse dargestellt.

In der Fig. 4 ist eine Methode dargestellt, die es erlaubt, das Verhältnis der Werte  $r$  und  $q$ , deren Quotient in die Verstärkung  $K_{\text{LQR}}$  zur Berechnung der Änderung des Bremsdrucks  $DP_i$  eingeht, zu ermitteln. Dazu wird zunächst aus der Sollgiergeschwindigkeit  $\dot{\Psi}_{\text{soll}}$ , die aus dem vom Fahrer eingestellten Lenkwinkel  $\delta$  ermittelt wurde, ein Seitenkraftwunsch  $S_W$  abgeleitet. Aus dem vom Fahrer erzeugten Bremsdruck  $P_{\text{fahrer}}$  wird ein Wert für die Umfangskraft  $U_W$  abgeleitet. Liegt der vom Fahrer gewünschte Wert außerhalb des physikalisch Möglichen, so wird mittels der Methode des Kamm'schen Kreises ein physikalisch möglicher Wert der Seitenkraft  $S$  und Umfangskraft  $U$  ermittelt, der dem Fahrerwunsch nahekommt. Dazu wird – in einem Koordinatensystem mit der Seitenkraft  $S$  bzw. der Umfangskraft  $U$  als Koordinatenachsen – der Schnittpunkt B ( $S_B|U_B$ ) ermittelt, der entsteht, wenn die Ursprungsgerade durch den Punkt A ( $S_W|U_W$ ) den Kreis K schneidet, der den Bereich physikalisch möglicher Wertepaare von  $S$  und  $U$  begrenzt. Der Radius des Kreises K ist vom Kraftschlußbeiwert  $m$  abhängig. Der Betrag von  $m$  kann entweder mittels bekannter Verfahren beispielsweise aus den Raddrehzahlen geschätzt werden oder man verwendet standardmäßig den Einheitskreis, geht also von  $m = 1$  aus. Mittels den so ermittelten Werten  $S_B$  und  $U_B$  – oder falls die Werte  $S_W$  und  $U_W$  im Bereich des physikalisch Möglichen lagen, mit diesen Werten – wird aus einem Kennfeld der Wert des Quotienten  $q/r$  abgeleitet. Dadurch ist dann auch die Verstärkung  $K_{\text{LQR}}$  (AP) bekannt. Grundsätzlich hat das Kennfeld die Eigenschaft, daß der Verstärkungsfaktor  $q/r$  mit zunehmender Seitenkraft  $S$  steigt und mit zunehmender Umfangskraft  $U$  fällt. Gleichzeitig kann aus den Werten  $S_W$  und  $U_W$  für Seitenkraft und Umfangskraft auch eine Schräglaufwinkelgrenze und eine Schlupfgrenze aus entsprechenden Kennlinien hergeleitet werden, die dem Wunsch des Fahrers entspricht.

Die Fig. 5 zeigt das Blockschaltbild eines zweiten erfindungsgemäßen Verfahrens. Bei diesem Verfahren soll im Unterschied zum ersten Verfahren verhindert werden, daß aufgrund der Begrenzung des Sollbremsdrucks  $P_{\text{soll}}$  durch die ABS-Regelung der Einfluß des Sollwertes  $DP$  für die Änderung des Bremsdrucks "verloren" geht. Dies geschieht im wesentlichen dadurch, daß zwei ABS-Regler 26a, 26b vorgesehen sind, wobei die vorgegebenen Schlupfswellenwerte  $g_{\text{Schlupf},B}$  bei dem zweiten ABS-Regler gegenüber den Schlupfswellenwerten  $g_{\text{Schlupf},A}$  des ersten ABS-Regler größer gewählt sind und wobei der Sollwert  $DP$  für die Änderung des Bremsdrucks zu den im ersten Bremsregler ermittelten provisorischen Sollbremsdrücken  $P_{\text{soll},\text{prov}}$  hinzuaddiert werden und die so erhaltenen Werte dem zweiten Bremsdruckregler zugeführt werden. Ansonsten entspricht das Blockschaltbild dieser Fig. 5 dem Blockschaltbild der Fig. 2.

Im einzelnen zeigt die Fig. 5 das Blockschaltbild des zweiten erfindungsgemäßen Verfahrens. Mittels des Lenkrads gibt der Fahrer den Lenkwinkel  $\delta$  vor. In dem Sollwertgeber 23 wird aufgrund des Lenkwinkels und der Fahrzeuggeschwindigkeit  $v_x$  unter Verwendung eines Fahrzeugmodells ein Sollwert  $\dot{\Psi}_{\text{soll}}$  für die Giergeschwindigkeit und ein Sollwert  $\dot{\Psi}_{\text{soll}}$  für die Gierbeschleunigung ermittelt. Im Vergleich 28 wird sodann unter Verwendung des Istwertes für die Giergeschwindigkeit  $\dot{\Psi}_{\text{ist}}$  die Regelabweichung  $\Delta\dot{\Psi}$  ermittelt. Die Regelabweichung wird sowohl dem Lenkregler 24 als auch dem Bremsregler 25 zugeführt. Im Lenkregler wird wenigstens ein Sollwert  $d_{\text{soll}}$  für den Radlenkwinkel ermittelt. Über das Bremspedal 22 gibt der Fahrer einen Bremsdruck  $P_{\text{fahrer}}$  vor. Dieser Wert wird dem ersten ABS-Regler 26a zugeführt, in dem die vom Fahrer vorgegebenen Bremsdrücke auf provisorische Sollwerte  $P_{\text{soll},\text{prov},i}$  begrenzt werden, bei dem der Radschlupf an den Rädern den jeweils vorgegebenen ersten Schlupfswellenwert  $g_{\text{Schlupf},A}$  nicht überschreitet. Diese provisorischen Sollwerte  $P_{\text{soll},\text{prov},i}$  werden im Addierer 50 mit den Sollwerten  $DP_i$  verknüpft und dann dem zweiten ABS-Regler 26b zugeführt. In diesem werden dann die Sollwerte  $P_{\text{soll},i}$  für den an den Rädern einzusteuernenden Bremsdruck so ermittelt, daß die zweiten Schlupfswellenwerte  $g_{\text{Schlupf},B}$  nicht überschritten werden. Dabei sind die Schlupfswellenwerte  $g_{\text{Schlupf},A}$ ,  $g_{\text{Schlupf},B}$  in der Regel jeweils achsweise vorgegeben; das heißt an einer Fahrzeugachse wird ein größerer Radschlupf zugelassen als an der anderen. Der ermittelte Sollwert für den Radlenkwinkel  $d_{\text{soll}}$  sowie die Sollbremsdrücke  $P_{\text{soll},i}$  für die einzelnen Räder oder Achsen wird durch Steller im Fahrzeug 27 eingeregelt. Der Istwert  $\dot{\Psi}_{\text{ist}}$  der Giergeschwindigkeit wird im Fahrzeug ermittelt und dem bereits erwähnten Vergleich 28 zugeführt. In Bezug auf die ABS-Regler ist dabei zu beachten, daß der erste ABS-Regler 26a durch den zweiten in seiner Funktion nicht nachhaltig gestört wird, wenn beide mit einem zurückgeführten Istwert  $P_{\text{ist}}$  des Bremsdrucks in den Radbremszylindern arbeiten. Dies kann beispielsweise dadurch erreicht werden, daß die Störung auf den zweiten ABS-Regler geschätzt und kompensiert wird oder zumindest im ersten Regler eine ABS-Funktion verwendet wird, die nicht vom Ist-Bremsdruck  $P_{\text{ist}}$  in den Radbremszylindern abhängig ist.

Die Fig. 6 zeigt das Blockschaltbild eines dritten erfindungsgemäßen Verfahrens. Bei diesem Verfahren wird wie-

derum nur ein ABS-Regler verwendet, dabei wird aber der zulässige Radschlupf für die ABS-Regelung radweise oder achsweise in Abhängigkeit des Sollwerts  $DP_i$  für die Änderung des Bremsdrucks ermittelt.

Über das Lenkrad **21** gibt der Fahrer den Lenkwinkel  $d$  vor, der dem Sollwertgeber **23** zugeführt wird und in dem aufgrund des Lenkwinkels  $d$  und der Fahrzeuggeschwindigkeit  $v_x$  unter Verwendung eines Fahrzeugmodells ein Sollwert  $\dot{\Psi}_{soll}$  für die Giergeschwindigkeit und ein Sollwert  $\ddot{\Psi}_{soll}$  für die Gierbeschleunigung ermittelt wird. Im Vergleich **28** wird dann aus dem Sollwert  $\dot{\Psi}_{soll}$  und dem Istwert  $\dot{\Psi}_{ist}$  für die Giergeschwindigkeit die Regelabweichung  $\Delta\dot{\Psi}$  ermittelt. Die Regelabweichung  $\Delta\dot{\Psi}$  wird sowohl dem Lenkregler **24** als auch dem Bremsregler **25** zugeführt. Im Lenkregler **24** wird wenigstens ein Sollwert  $d_{soll}$  für den Radlenkwinkel ermittelt. Im Bremsregler **25** wird der zumindest eine Sollwert  $DP_i$  für die Änderung des Bremsdrucks in den Radbremsen ermittelt. Über das Bremspedal **22** gibt der Fahrer einen Bremsdruck  $P_{fahrer}$  vor, der im Verknüpfer **60** mit dem mindestens einen Sollwert  $DP_i$  verknüpft werden und anschließend dem ABS-Regler **26** zugeführt werden. Von dem Bremsregler **25** werden dem ABS-Regler **26** auch Werte für die Schlupfswellenanpassung  $d_{grenze,i}$  zugeführt, wobei diese Werte in Abhängigkeit der Sollwerte  $DP_i$  für die Änderung des Bremsdrucks ermittelt werden. Hierbei kann eine Schlupfswellenanpassung  $d_{grenze,i}$  für jedes Rad einzeln oder auch für die Räder einer Achse gemeinsam ermittelt werden. Dies ist davon abhängig, ob Sollwerte  $DP_i$  für die Änderung des Bremsdrucks achsweise oder radweise ermittelt werden. Eine radweise oder achsweise Schlupfswellenanpassung ist unabhängig davon, ob achsweise unabhängige Schlupfswellenwerte  $g_{Schlupf,i}$  achsweise vorgegeben sind oder nicht.

Die Schlupfswellenanpassung  $d_{grenze,i}$  kann dabei wie folgt vorgenommen werden: Dazu wird eine Beziehung zwischen dem Sollwert  $DP_i$  der Änderung des Bremsdrucks und dem Umfangsschlupf des Rades  $l_u$  benötigt. Eine solche Beziehung ergibt kann aus der Annahme entnommen werden, daß der Bremsdruck  $P_i$  in Radbremsen zu der Umfangskraft  $U_i$  proportional ist. Die Fig. 6a zeigt die Kurve  $U(l)$  über dem Schlupf  $l_u$ . Ist zusätzlich die Kennlinie  $U(l)$  bekannt, so kann jeder Druckänderung  $DP_i$  eine Änderung des Schlupfes  $DI(DP_i)$  zugeordnet werden. Diese Schlupfänderung  $DI(DP_i)$  wird dann als Änderung der Schlupfswellenanpassung  $d_{grenze,i}$  herangezogen, es gilt also  $d_{grenze,i} = DI(DP_i)$ . Im Bereich des Haftens entspricht eine Erniedrigung des Bremsdrucks also einer betragslichen Erniedrigung des zulässigen Radschlupfes  $g_{zul,i}$ , da die Schlupfswellenanpassung  $d_{grenze,i}$  dann ein negatives Vorzeichen aufweist.

Jedoch ist im allgemeinen die Kennlinie  $U(l)$  nicht bekannt, da sie von vielen Einflußfaktoren, beispielsweise dem Schräglaufwinkel  $\alpha_h$  der Hinterachse und den unbekannten Größen der Hochkraft  $F_z$  und Haftreibungszahl  $m$ , abhängig ist. Daher kann zur Bestimmung der Schlupfswellenanpassung ein bestimmter typischer Verlauf der Kurve  $U(l)$  als Beziehung zwischen Umfangskraft  $U_i$  und Schlupf  $l_u$  angenommen werden. Eine weitere Vereinfachung wird dadurch erreicht, daß als Beziehung zwischen Umfangskraft  $U_i$  und Schlupf  $l$  eine lineare Beziehung angenommen wird, wie dies in der Fig. 6a als Kurve  $U_d(l)$  gestrichelt dargestellt ist. Anhand dieser angenommenen linearen Beziehung kann auch die Ermittlung der Schlupfswellenanpassung  $d_{grenze,i}$  werden: weist die lineare Beziehung die Steigung  $k_d$  auf, so ergibt sich, daß

$$d_{grenze,i} = \frac{1}{k_d} \Delta P_i \quad (15)$$

gilt. Graphisch ergibt sich, daß wenn der Sollwert  $DP_i$  für Änderung des Bremsdrucks als Intervall auf der Ordinate aufgetragen wird, der Abstand zwischen den Abszissenwerten der Schnittpunkte der Intervallgrenzen mit der angenommenen Beziehung zwischen Umfangskraft  $U_i$  und Schlupf  $l_u$  – in der Fig. 6a ist dies stichpunktartig für die Gerade  $U_d(l)$  dargestellt – die Schlupfswellenänderung  $d_{grenze,i}$  ergibt.

Im ABS-Regler **26** wird der für die jeweilige Achse oder das jeweilige Rad zulässige Radschlupf  $g_{zul,i}$  dadurch ermittelt, daß zu der vorgegebenen Schlupfgrenze  $g_{Schlupf,i}$  die Schlupfswellenanpassung  $d_{grenze,i}$  hinzuaddiert wird, also gilt

$$g_{zul,i} = g_{Schlupf,i} + d_{grenze,i} \quad (16)$$

Damit die Schlupfgrenze nicht beliebig, sondern nur bis zu einem vorgegebenen Maximalwert  $g_{zul,max}$  steigt ist der zulässige Radschlupf  $g_{zul,i}$  nach oben auf einen Wert begrenzt, der in dem Intervall

$$g_{zul,max} \in [g_{Schlupf,i}, 1,5 \cdot g_{Schlupf,i}] \quad (17)$$

liegt. Danach werden im ABS-Regler die jeweiligen Sollbremsdrücke  $P_{soll,i}$  aus dem vom Fahrer vorgegebenen Bremsdruck  $P_{fahrer}$  und den Sollwerten  $DP_i$  für die Änderung des Bremsdrucks so ermittelt, daß der zulässige Schlupf  $g_{zul,i}$  nicht überschritten wird. Diese Sollbremsdrücke  $P_{soll,i}$  sowie der Sollwert  $d_{soll}$  für den Radlenkwinkel werden dann am Fahrzeug eingeregelt. Der Istwert  $\dot{\Psi}_{ist}$  der Giergeschwindigkeit wird im Fahrzeug **27** ermittelt und dem Vergleich **28** zugeführt.

Bezugszeichenliste 60

Indizes

$i$  laufende Nummer von 0 bis 3 oder v, l  
0, . . . , 3 Nummerierung der Räder des Fahrzeugs  
v vorne  
h hinten  
b beide, hinten und vorne 65



- ist Istwert einer Größe  
 fahrer vom Fahrer vorgegeben  
 soll ermittelter Sollwert  
 x Längsachse des Fahrzeugs  
 5 y Querachse des Fahrzeugs  
 z Hochachse  
 AP Arbeitspunkt  
 LQR Lineare Regelgleichung, Quadratisches Güteintegral des Reglers  
 w aus vom Fahrer vorgegebenen Größen ermittelter Wunschwert einer daraus abgeleiteten Größe  
 10 Einer Größe vorangestellt:  
 D Differenz zwischen zwei Werten, der nachfolgenden Größe

Bewegungsgrößen

- 15  $\dot{\Psi}$  Giergeschwindigkeit  $\ddot{\Psi}$  Gierbeschleunigung  
 v Geschwindigkeit, mit Index bezüglich einer Achse  
 $\dot{v}$  Beschleunigung, mit Index bezüglich einer Achse

Kräfte

- 20 S Seitenkraft, mit Index an einem Rad  
 U Umfangskraft, mit Index an einem Rad

Druck

- 25  $P_i$  Bremsdruck am Rad i  
 $P_{\text{fahrer}}$  Bremsdruck, abgeleitet aus einer Fahrervorgabe  
 $DP_i$  Bremsdruckänderung am Rad i  
 $P_{\text{soll}}$  Bremsdruck, der zu erzeugen ist; mit Index am Rad i  
 30

Winkel

- d Lenkwinkel  
 $d_{\text{soll}}$  Radlenkwinkel, der zu erzeugen ist  
 35 b Schwimmwinkel  
 Y Gierwinkel

Dimensionslose Größen

- 40  $l_U$  Umfangsschlupf

Fahrzeugparameter

- SP Schwerpunkt  
 45 m Masse des Fahrzeugs  
 s Spur  
 I Massenträgheitsmoment des Fahrzeugs um eine Achse  
 $c_s$  Schräglauftiefe des Reifens  
 L Abstand zwischen den Fahrzeugachsen  
 50  $l_v$  Abstand Vorderachse – Schwerpunkt  
 $l_h$  Abstand Hinterachse – Schwerpunkt  
 $K_p$  Proportionalitätsfaktor zwischen Umfangskraft und Bremsdruck

Patentansprüche

- 55 1. Verfahren zur Regelung des Gierverhaltens von Fahrzeugen, wobei  
 – unter Verwendung des vom Fahrer vorgegebenen Lenkwinkels ( $\delta_{\text{fahrer}}$ ) und einem ermittelten Wert der Fahrzeuggeschwindigkeit ( $v_x$ ) ein Sollwert ( $\dot{\Psi}_{\text{soll}}$ ) für die Giergeschwindigkeit ermittelt wird,  
 – ein Istwert ( $\dot{\Psi}_{\text{ist}}$ ) der Giergeschwindigkeit ermittelt wird,  
 60 – aus der Differenz zwischen dem Istwert ( $\dot{\Psi}_{\text{ist}}$ ) und dem Sollwert ( $\dot{\Psi}_{\text{soll}}$ ) für die Giergeschwindigkeit die Regelabweichung ( $\Delta\dot{\Psi}$ ) ermittelt wird,  
**dadurch gekennzeichnet**, daß die Regelabweichung ( $\Delta\dot{\Psi}$ ) einem Lenkregler und einem unabhängig vom Lenkregler arbeitenden Bremsregler zugeführt wird,  
 – wobei im Lenkregler wenigstens ein Sollwert für den Radlenkwinkel ( $\delta_{\text{soll}}$ ) gelenkter Räder und  
 65 – wobei im Bremsregler wenigstens ein Sollwert (DP) für die Änderung des Bremsdrucks gebremster Räder ermittelt wird,  
 – wobei unter Berücksichtigung des wenigstens einen Sollwerts (DP) für die Änderung des Bremsdrucks ein Sollbremsdruck ( $P_{\text{soll},i}$ ) ermittelt wird,

- und daß über Bremsdruckstellglieder in den Radbremszylindern der zugehörige Sollbremsdruck ( $P_{\text{soll}}$ ) und über Lenkstellglieder an den gelenkten Rädern der zugehörige Radlenkwinkel ( $\delta_{\text{soll}}$ ) erzeugt wird.
2. Verfahren nach Anspruch 1, dadurch gekennzeichnet, daß der wenigstens eine Sollbremsdruck ( $P_{\text{soll}}$ ) aus einem vom Fahrer vorgegebenen Bremsdruck ( $P_{\text{fahrer}}$ ) und aus dem wenigstens einen Sollwert (DP) so ermittelt wird, daß das Überschreiten wenigstens einer vorgegebenen Schlupfgrenze ( $g_{\text{schlupf},i}$ ) verhindert wird. 5
3. Verfahren nach Anspruch 1 oder 2, dadurch gekennzeichnet, daß die Radbremszylinder in Gruppen zusammengefaßt sind, wobei eine Gruppe aus wenigstens einem Radbremszylinder gebildet wird, wobei für jede Gruppe ein Sollbremsdruck ( $P_{\text{soll}}$ ) ermittelt wird.
4. Verfahren nach Anspruch 3, dadurch gekennzeichnet, daß für jede Gruppe von Radbremszylindern ein Sollwert (DP) für die Änderung des Bremsdrucks ermittelt wird. 10
5. Verfahren nach Anspruch 1, dadurch gekennzeichnet, daß jeweils für die Räder einer gelenkten Achse ein Sollwert ( $\delta_{\text{soll}}$ ) für den Radlenkwinkel ermittelt wird.
6. Verfahren nach Anspruch 1, dadurch gekennzeichnet, daß bei der Ermittlung der Sollwerte für den Radlenkwinkel ( $\delta_{\text{soll}}$ ) angenommen wird, daß die auf die Fahrbahn übertragenen Umfangskräfte an beiden Fahrzeugseiten gleich sind. 15
7. Verfahren nach Anspruch 1 oder 6, dadurch gekennzeichnet, daß bei der Ermittlung des Sollwertes für die Änderung des Bremsdrucks (DP) angenommen wird, daß keine Seitenkräfte auf die Fahrbahn übertragen werden.
8. Verfahren nach Anspruch 1, 6 oder 7, dadurch gekennzeichnet, daß über einen festlegbaren Gewichtungsfaktor ( $q/r$ ) der Einfluß des Bremsreglers auf das Fahrzeug im Verhältnis zum Lenkregler bestimmbar ist.
9. Verfahren nach Anspruch 8, dadurch gekennzeichnet, daß der Gewichtungsfaktor ( $q/r$ ) das Verhalten des Bremsreglers beeinflusst und das Verhalten des Lenkreglers unverändert bleibt. 20
10. Verfahren nach Anspruch 8 oder 9, dadurch gekennzeichnet, daß der Gewichtungsfaktor ( $q/r$ ) in Abhängigkeit von vom Fahrer vorgegebenen Größen ermittelt wird.
11. Verfahren nach Anspruch 10, dadurch gekennzeichnet, daß die vom Fahrer vorgegebenen Größen der Lenkwinkel ( $\delta$ ) und der Bremsdruck ( $P_{\text{fahrer}}$ ) sind, wobei 25
- aus dem Lenkwinkel ( $\delta$ ) eine gewünschte Seitenkraft ( $S_w$ ) und
  - aus dem Bremsdruck ( $P_{\text{fahrer}}$ ) eine gewünschte Umfangskraft ( $U_w$ ) abgeleitet wird, und daß der Gewichtungsfaktor so bestimmt wird, daß
  - mit steigendem Seitenkraftwunsch ( $S_w$ ) der Gewichtungsfaktor ( $q/r$ ) und damit der Einfluß des Bremsreglers sinkt und 30
  - mit steigendem Umfangskraftwunsch ( $U_w$ ) der Gewichtungsfaktor ( $q/r$ ) und damit der Einfluß des Bremsreglers steigt.
12. Verfahren nach Anspruch 1, dadurch gekennzeichnet, daß die Abweichung ( $D_d$ ) des Sollwertes für den Radlenkwinkel ( $\delta_{\text{soll}}$ ) gelenkter Räder von dem Radlenkwinkel, der sich aus dem Lenkwinkel ( $\delta$ ) ergibt, auf ein bestimmtes vorgegebenes Maß begrenzt ist, insbesondere auf einen Wert zwischen  $5^\circ$  und  $10^\circ$  begrenzt ist. 35
13. Verfahren nach Anspruch 1 oder 12, dadurch gekennzeichnet, daß die Abweichung ( $D_d$ ) des Radlenkwinkels ( $d_{\text{soll}}$ ) von dem Radlenkwinkel  $d_{\text{soll}}$  ( $m = 1$ ), der erforderlich ist, um bei einem Kraftschlußbeiwert  $m = 1$  die Sollgiergeschwindigkeit,  $\Psi_{\text{soll}}(\delta)$  zu erreichen, die sich aus dem vom Fahrer vorgegebenen Zenkwinkel  $d$  ergibt, auf einen Wert zwischen  $5^\circ$  und  $10^\circ$  begrenzt sein.
14. Verfahren nach Anspruch 1, dadurch gekennzeichnet, daß der Sollwert des Radlenkwinkels ( $\delta_{\text{soll}}$ ) auf einen Wert ( $\delta^*_{\text{soll}}$ ) begrenzt ist, der so bestimmt wird, daß der Schräglaufwinkel ( $\alpha_v$ ) der gelenkten Räder einen Grenzwert ( $\alpha_{\text{max}}$ ) nicht überschreitet. 40
15. Verfahren nach Anspruch 2, dadurch gekennzeichnet, daß der Sollbremsdruck ( $P_{\text{soll}}$ ) dadurch ermittelt wird,
- daß zunächst der vom Fahrer vorgegebene Bremsdruck ( $P_{\text{fahrer}}$ ) für jedes Rad auf einen Wert begrenzt wird, der so bestimmt ist, daß der Schlupf an den Rädern bei diesem Bremsdruck einen ersten Schlupfswellenwert ( $g_{\text{Schlupf},A}$ ) nicht überschreiten würde, 45
  - daß zu diesem Wert der wenigstens eine Sollwert (DP) für die Änderung des Bremsdrucks addiert wird und
  - daß der durch diese Addition erhaltene Wert auf einen Wert begrenzt wird, der so bestimmt ist, daß der Schlupf an den Rädern einen zweiten Schlupfswellenwert ( $g_{\text{Schlupf},B}$ ), der größer ist als der erste Schlupfswellenwert, nicht übersteigt. 50
16. Verfahren nach Anspruch 15, dadurch gekennzeichnet, daß für jede Achse des Fahrzeugs jeweils unabhängige erste und zweite Schlupfswellenwerte ( $g_{\text{Schlupf},A}$ ;  $g_{\text{Schlupf},B}$ ) vorgegeben sind.
17. Verfahren nach Anspruch 2, dadurch gekennzeichnet, daß im Bremsregler neben dem wenigstens einen Sollwert ( $\Delta P$ ) für die Änderung des Bremsdrucks auch wenigstens eine Schlupfswellenanpassung ( $d_{\text{grenze},i}$ ) ermittelt wird, wobei der zulässige Radschlupf ( $g_{\text{zul},i}$ ) aus der wenigstens einen vorgegebenen Schlupfgrenze ( $g_{\text{Schlupf},i}$ ) und der jeweiligen Schlupfswellenanpassung ( $d_{\text{grenze},i}$ ) ermittelt wird und daß der Sollbremsdruck ( $P_{\text{soll},i}$ ) auf einen solchen Wert begrenzt wird, daß der jeweils zulässige Radschlupf ( $g_{\text{zul},i}$ ) nicht überschritten wird. 55
18. Verfahren nach Anspruch 2 oder 17, dadurch gekennzeichnet, daß für jede Achse des Fahrzeugs eine Schlupfgrenze ( $g_{\text{Schlupf},i}$ ) vorgegeben ist.
19. Verfahren nach Anspruch 17 oder 18, dadurch gekennzeichnet, daß für jede vorgegebene Schlupfgrenze ( $g_{\text{Schlupf},i}$ ) eine Schlupfswellenanpassung ( $d_{\text{grenze},i}$ ) ermittelt wird. 60
20. Verfahren nach Anspruch 17 oder 19, dadurch gekennzeichnet, daß die Schlupfswellenanpassung ( $d_{\text{grenze},i}$ ) ermittelt wird, in dem jedem Sollwert (DP) für die Änderung des Bremsdrucks eine Schlupfswellenanpassung ( $d_{\text{grenze},i}$ ) zugeordnet wird.
21. Verfahren nach Anspruch 20, dadurch gekennzeichnet, daß die Zuordnung aufgrund der Beziehung zwischen Schlupf und Bremsdruck erfolgt, wobei der Betrag der Schlupfswellenanpassung ( $d_{\text{grenze},i}$ ) der Änderung des Schlupfes entspricht, die sich ergibt, wenn der Bremsdruck um den Sollwert (DP) verändert wird und wobei das Vorzeichen der Schlupfswellenanpassung ( $d_{\text{grenze},i}$ ) dem Vorzeichen des Sollwerts ( $DP_i$ ) der Änderung des 65

# DE 198 12 238 A 1

Bremsdrucks entspricht.

22. Verfahren nach Anspruch 21, dadurch gekennzeichnet, daß als Beziehung zwischen Schlupf und Bremsdruck eine gerade positiver Steigung angenommen wird.

5 23. Verfahren nach einem der Ansprüche 17 bis 22, dadurch gekennzeichnet, daß der zulässige Schlupf ( $g_{zul,i}$ ) auf einen Maximalwert begrenzt ist, der zwischen 100% und 150% der vorgegebenen Schlupfgrenze ( $g_{Schlupf,i}$ ) beträgt.

---

Hierzu 4 Seite(n) Zeichnungen

---

10

15

20

25

30

35

40

45

50

55

60

65



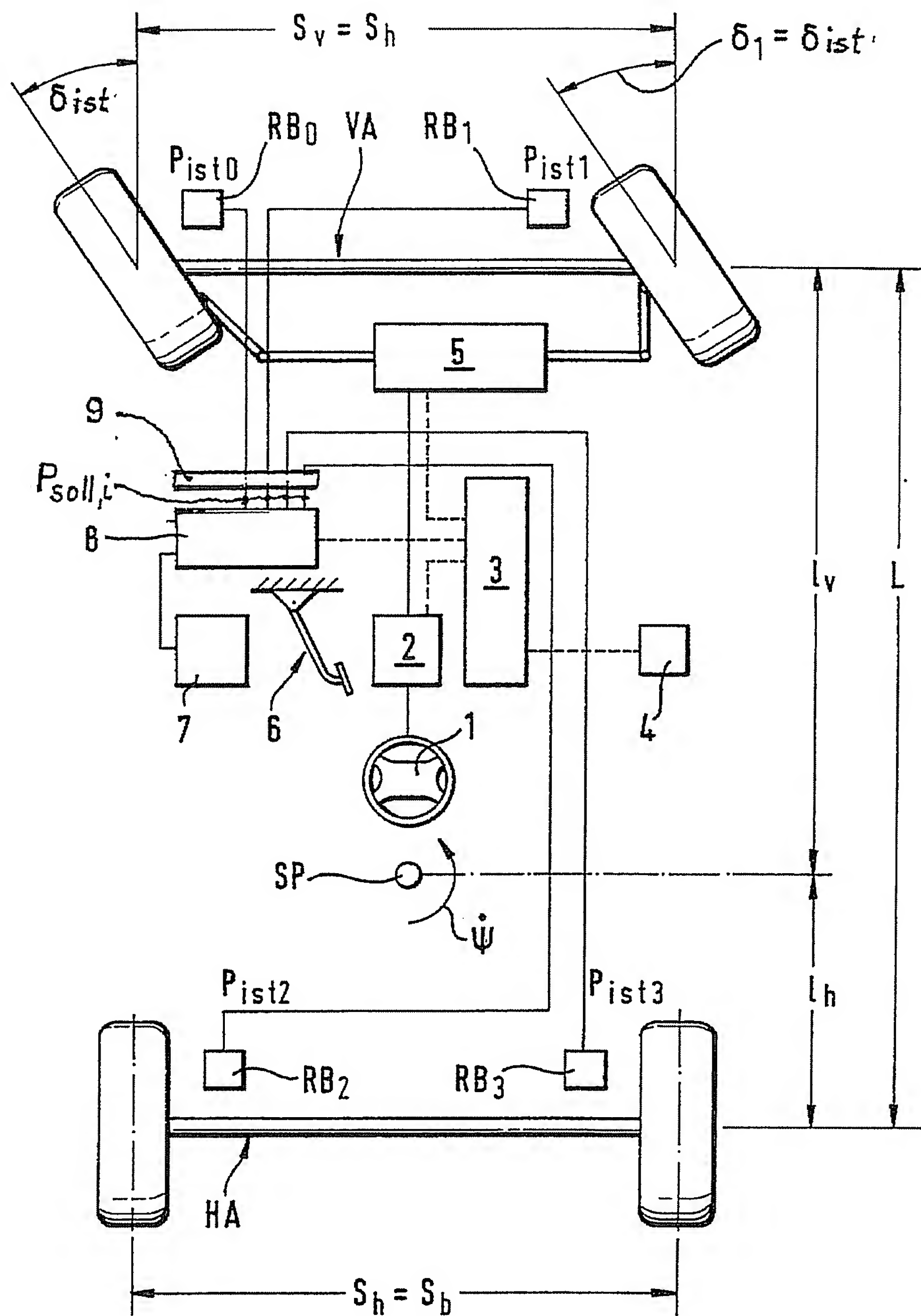


Fig. 1

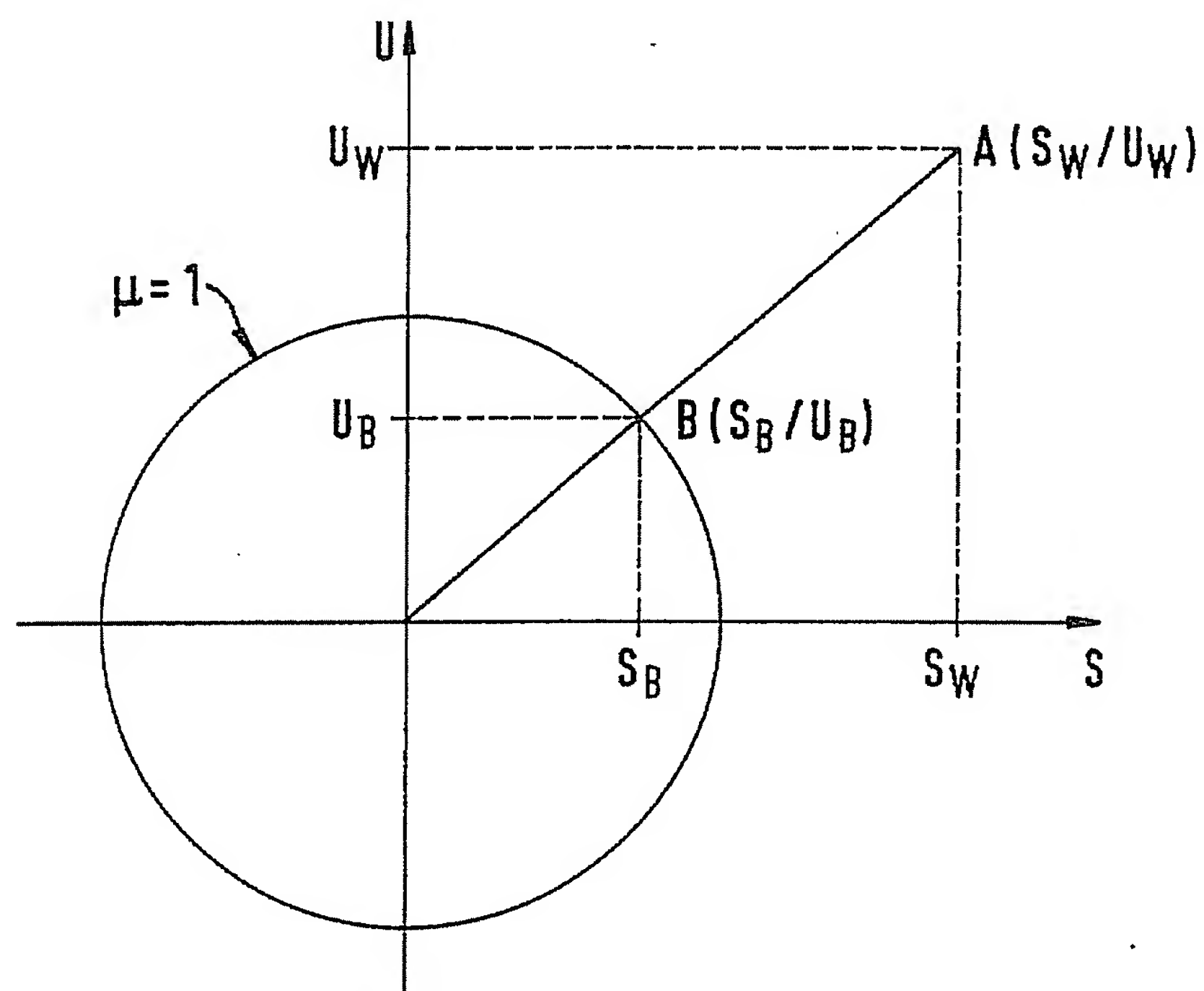
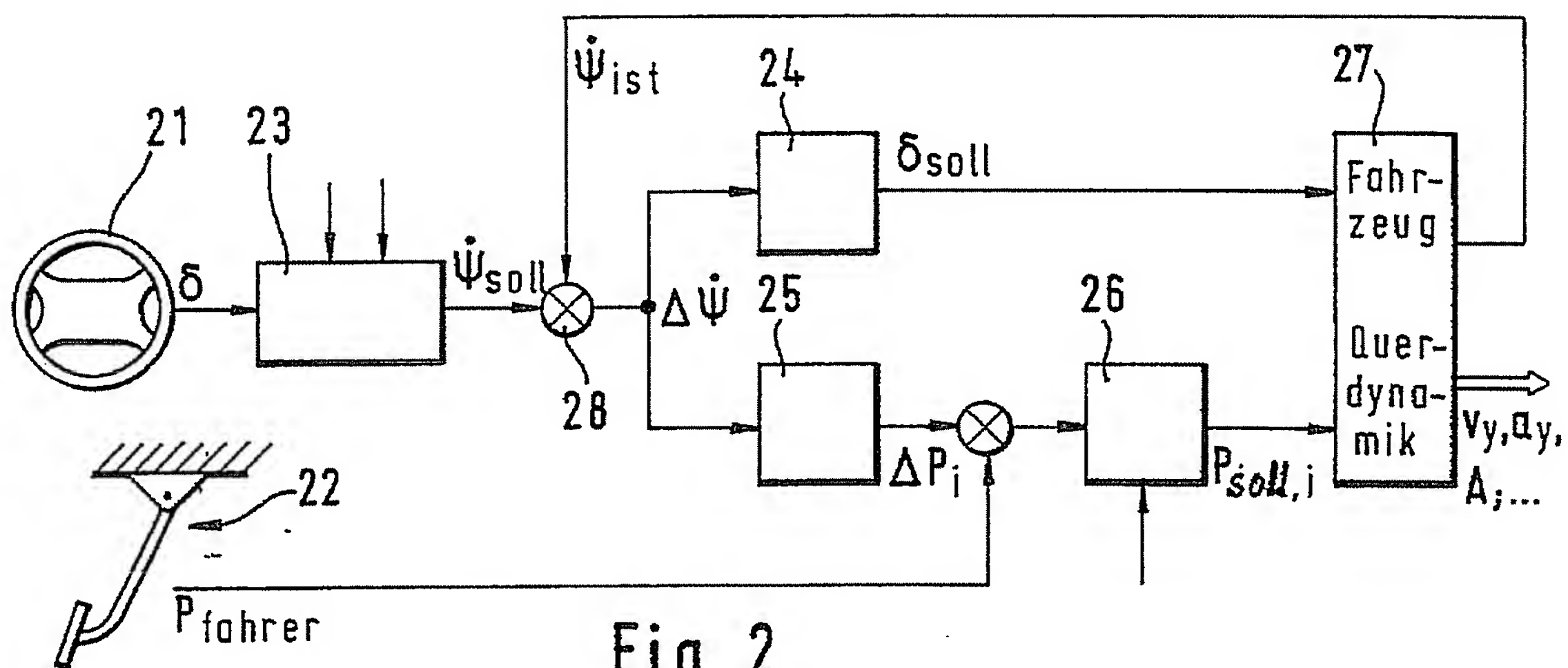


Fig. 4

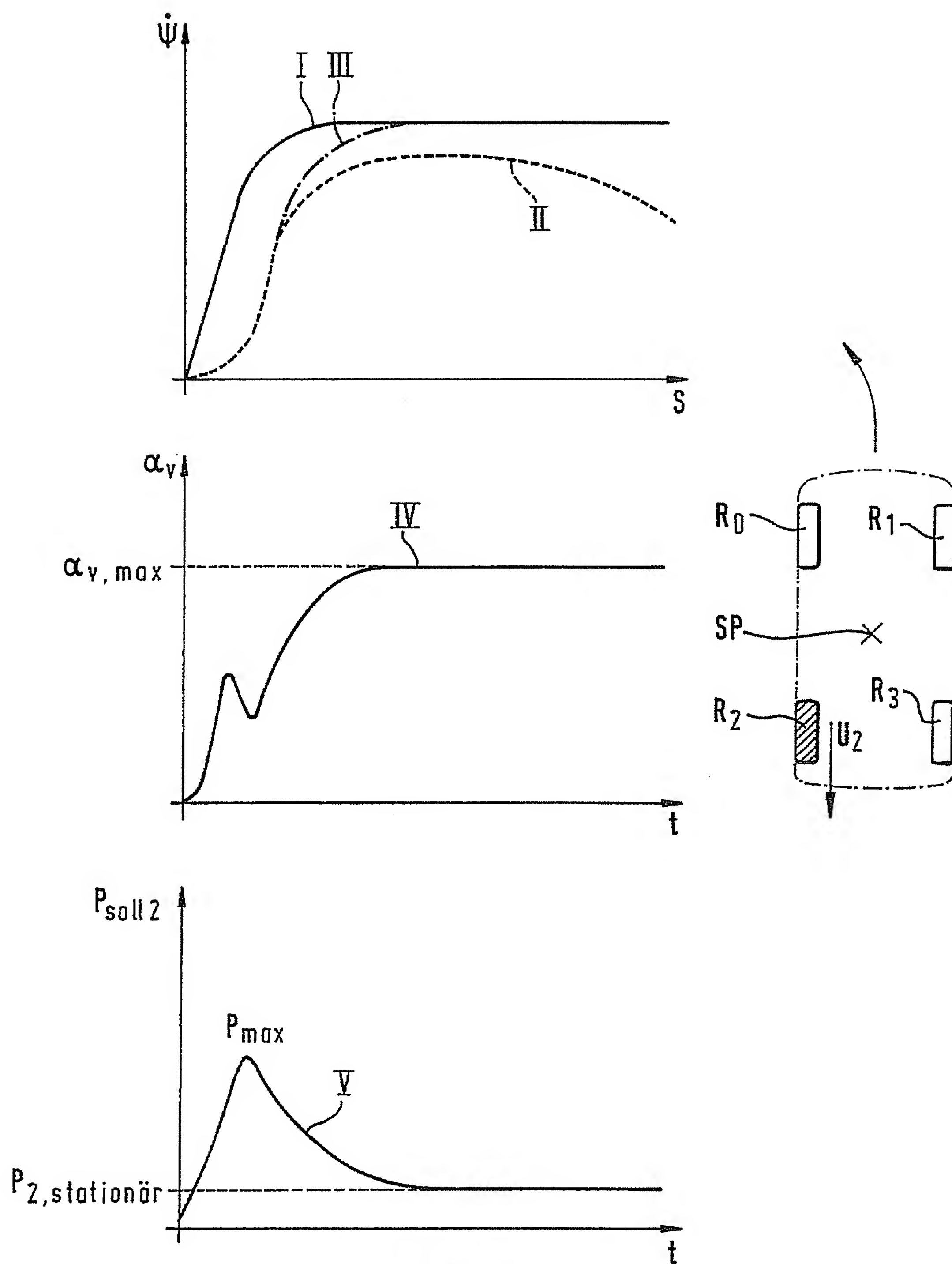


Fig. 3



